



# Cálculo de la potencia propulsora de un buque multicasco



**Ángel Antonio Vela Izquierdo**

Físico Industrial y Técnico Superior en Automoción. Trabajó en el INTA, en el Departamento de Motopropulsión como ingeniero de ensayos destructivos. Lleva seis años en SENER, dentro del Departamento Industrial y Naval.



**Rodrigo Pérez Fernández**

Doctor Ingeniero Naval por la Universidad Politécnica de Madrid. Actualmente ejerce de consultor de SENER en BAE SYSTEMS, en Inglaterra. Anteriormente, realizó una asistencia técnica de más de dos años en los proyectos de los portaaviones y submarinos de la armada británica en BAE SYSTEMS-Submarine Solutions.

**Palabras clave:** Ingeniería naval, predicción de potencia, trimaranes.

**Resumen:** En el presente artículo se efectúa una exposición de los cálculos necesarios para obtener la predicción de potencia de un buque multicasco. Debido a diferentes condicionantes, después de un estudio pormenorizado, la maquinaria elegida corresponde a *waterjets* de nueva generación acoplados al motor Diesel requerido. La posibilidad de subdivisión de potencia (un *waterjet* en crujía y dos equidistantes a cada banda) es muy aconsejable para tener en cuenta diferentes factores. Para la obtención de potencia efectiva, o de remolque, se ha establecido aplicar los procedimientos estadísticos *Holtrop* y *Savitsky* al casco central por un lado y a los cascos laterales por otro. Una vez conocida la potencia de remolque del buque se llega a un dato trascendental a tener en cuenta para la conclusión final del estudio, la potencia del motor propulsor.

**Key words:** Naval engineering, power estimation, trimarans.

**Abstract:** In this paper, it is introduced an assessment of the computation required to obtain a power estimation for a trimaran ship. Due to different aspects and after a detailed study, the chosen propulsion system is the new generation of *waterjets* coupled to the Diesel engine. It is recommended to subdivide the power (a *waterjet* in centre line and two other in each side) in order to meet several factors. To calculate the effective power, most of the current procedures have been evaluated and as result the statistical procedures *Holtrop* and *Savitsky* have been applied to the main hull and to the site hulls respectively. Once well-known the towline horsepower of the ship is gotten at a transcendental data to consider for the final conclusion of the study, the propulsive engine power.

## Introducción

En el presente apartado se han desarrollado los cálculos necesarios para obtener la predicción de potencia y de ahí elegir la maquinaria que pueda integrar esta demanda.

La maquinaria del buque se elegirá atendiendo a tres factores:

- Obtener una velocidad superior a cuarenta nudos.
- Optimizar el consumo.
- Optimización de la distribución, poder cubrir necesidades de potencia intermedias puntuales sin necesidad de poner todo el tren motriz en juego.

Se define la potencia de remolque o efectiva *EHP* (*Effective Horse Power*) como la potencia necesaria para vencer la resistencia total de la carena a una determinada velocidad. Ahora bien, la potencia que se necesita instalar para poder navegar a esa velocidad es mayor, por lo que se diseña y se hace la previsión de potencia para el 90% de la *MCR* (*Maximum Continuum Rating*) en condiciones de pruebas. Además hay que tener en cuenta el incremento de resistencia producido por el ensuciamiento del casco, por lo que se añade un 15% de margen de servicio.

Para poder estimar la potencia propulsora que se necesita en el motor principal, se deberá calcular o evaluar cuál es el valor de la resistencia total al avance del buque. Una vez conocida dicha resistencia total, la potencia de remolque viene dada por:

$$EHP = R_T \cdot V \quad [1]$$

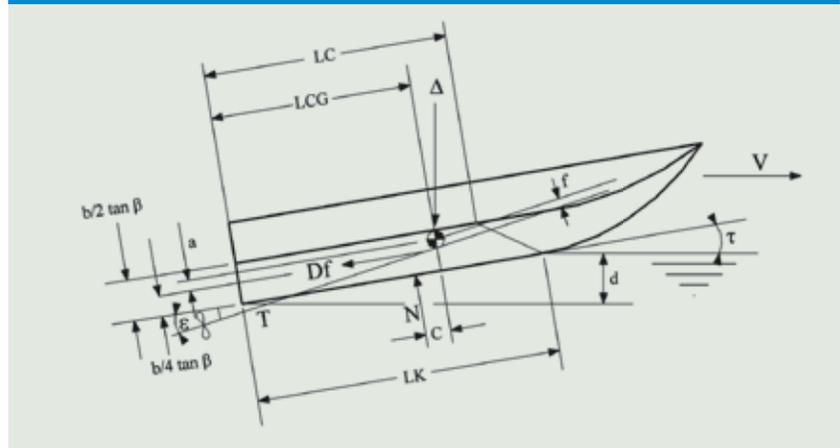
Si se divide esta potencia de remolque por el producto de los rendimientos propulsivo ( $\eta_D$ ) mecánico ( $\eta_m$ ), se obtiene la potencia del motor propulsor, *BHP* (*Brake Horse Power*), traducido al castellano literalmente como potencia al freno:

$$BHP = \frac{EHP}{\eta_D \cdot \eta_m} \quad [2]$$

## Resistencia y potencia

Las variables de tipo geométrico más determinantes de nuestro problema aparecen descritas en la Figura 1.

Figura 1. Variables de tipo geométrico en el método de Savitsky



Donde:

**T** empuje del propulsor (libras).

**Δ** peso del buque (libras).

**Df** componente viscosa de la resistencia (se supone que actúa paralelamente a la línea de la quilla, a media altura entre la quilla y el codaste) (libras).

**τ** ángulo de trimado (grados).

**LCG** distancia longitudinal del centro de gravedad desde la popa, medida a lo largo de la quilla (pies)

**CG** centro de gravedad.

**ε** inclinación de la línea de empuje relativa a la quilla (grados).

**N** resultante de las fuerzas de presión actuando normalmente a la base (libras).

**a** distancia entre Df y CG (medida normalmente a Df) (pies).

**f** distancia entre T y CG (medida normalmente a la línea del eje) (pies).

**c** distancia entre N y CG (medida normalmente a N) (pies).

**β** ángulo transversal a que da lugar la astilla muerta (grados).

**b** manga (pies).

**L<sub>k</sub>** longitud mojada de la quilla (pies).

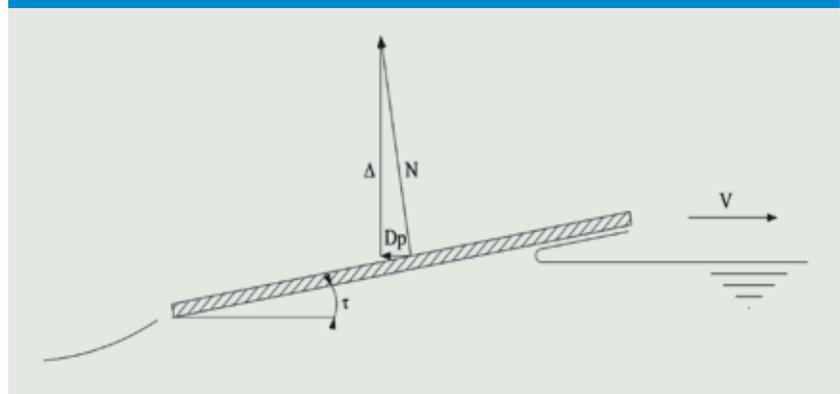
**L<sub>c</sub>** longitud mojada del codaste desde la popa hasta la intersección del agua pulverizada con el codaste (pies).

**V** velocidad (pies/seg).

**d** calado de la quilla en la popa (pies).

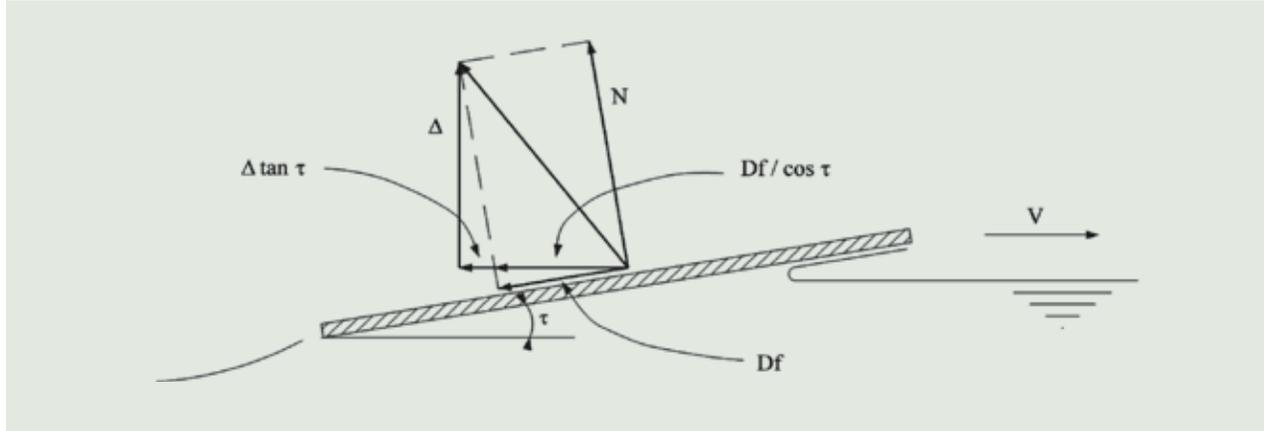
La resistencia hidrodinámica total de una planeadora se compone de la resistencia de presión debida a la resultante de las presiones actuando normalmente a la base inclinada, y la resistencia de origen viscoso actuando tangencialmente a la base tanto en la zona de presión como en la zona de spray<sup>1</sup>. Si además se llegan a calar parte de los costados, por supuesto que esta componente adicional de la resistencia viscosa debe ser añadida a la resistencia hidrodinámica que actúa

Figura 2. Representación de la resistencia debida a las fuerzas de presión



<sup>(1)</sup> La zona de spray es en la que el agua está semi pulverizada.

Figura 3. Representación de la resistencia debida a las fuerzas de presión añadiéndole la resistencia de origen viscoso



en la base de la superficie planeadora. Sin embargo no se tendrá en cuenta esta componente. Para un fluido sin viscosidad la fuerza tangencial que éste desarrolla es nula. Por tanto, para un ángulo de trimado  $\tau$ , un peso  $\Delta$ , y una fuerza normal  $N$  a la base, la resistencia debida a las fuerzas de presión vale, según se muestra en la Figura 2.

$$Dp = \Delta \cdot \tan \tau \quad [3]$$

Si se añade la resistencia de origen viscoso, actuando tangencialmente a la base, el empuje total resulta ser como se muestra en la Figura 3.

$$Dp = \Delta \cdot \tan \tau + \frac{Df}{\cos \tau} \quad [4]$$

En realidad para el estudio de este método se han usado fórmulas que permiten relacionar todas las variables que intervienen en el problema con el ángulo de trimado  $\tau$ . Para encontrar éste se plantean las ecuaciones de equilibrio de fuerzas horizontales y verticales, y de momento, que aparecen descritas en las igualdades [3] y [4], resultando la condición que deben cumplir todas las magnitudes [5].

$$\Delta \cdot \left\{ \frac{[l - \text{sen} \tau \cdot \text{sen}(\tau + \varepsilon)] c}{\cos \tau} - f \cdot \text{sen} \tau \right\} + D_f \cdot (a - f) = 0 \quad [5]$$

Para resolver el problema se debe encontrar el ángulo de trimado que hace cero esta igualdad, para lo cual se ensaya con diferentes valores iterando hasta encontrar el adecuado, pues

como antes se dijo, se pueden encontrar todos los valores necesarios en función de las magnitudes geométricas del problema, de la velocidad y el peso, y del ángulo de trimado supuesto.

Se procede a presentar las características del casco central por separado. Los parámetros usados para cada método de predicción de potencia (Holtrop y Savitsky) se muestran en la Tabla 1, para a continuación mostrar las curvas de velocidad versus resistencia y potencia.

De la Tabla 2, y sus propias curvas, se puede deducir que el buque multicasco comenzará a planear al alcanzar

los veinte nudos, lo que es un resultado muy bueno y consecuencia directa del arduo proceso de iteración y optimización de formas.

Consecutivamente se presentan las características de los cascos laterales y los parámetros usados para cada método, que se exponen en la Tabla 3, y proporcionan como resultado las curvas de velocidad/resistencia/potencia.

En la Figura 4, y teniendo en cuenta la Tabla 3, se puede ver la predicción de potencia total para el buque multicasco como conjunto (considerando el efecto de interferencia).

Tabla 1. Características del casco central para los métodos de Holtrop y Savitsky

Buque multicasco. – CASCO CENTRAL			
CARACTERÍSTICAS	HOLTROP	SAVITSKY	
Eslora en la flotación (m)	50	50	50
Manga (m)	10,7	10,7	10,7
Calado (m)	2,75	2,75	-
Desplazamiento (m <sup>3</sup> )	750	750	750
Superficie mojada (m <sup>2</sup> )	578	578	-
Coefficiente prismático	0,735	0,735	-
Coefficiente de la flotación	0,808	0,808	-
LCG (m) desde cuaderna maestra	5	5	5
Área del espejo (m <sup>2</sup> )	23,1	23,1	-
Área de sección máxima (m <sup>2</sup> )	23,1	-	-
Área transversal del bulbo (m <sup>2</sup> )	0	0	-
Altura del bulbo sobre la quilla (m)	0	0	-
Calado en pique de proa (m)	2,75	2,75	-
Astilla muerta en cincuenta por ciento Lwl (°)	24	-	24

**Tabla 2. Comparativa, de resistencia y potencia, entre Holtrop y Savitsky del casco central**

Velocidad (nudos)	Resistencia Holtrop (N)	Potencia Holtrop (KW)	Resistencia Savitsky (N)	Potencia Savitsky (KW)
1.05	1124.57	0.61	-	-
2.1	4273.66	4.62	-	-
3.15	9288.25	15.05	-	-
4.2	16045.04	34.67	-	-
5.25	24425.98	65.97	-	-
6.3	34295.91	111.15	-	-
7.35	45480.43	171.97	-	-
8.4	57761.55	249.6	-	-
9.45	70894.57	344.65	-	-
10.5	84607.68	457.02	-	-
11.55	98783.16	586.95	-	-
12.6	112912.93	731.9	-	-
13.65	126689.02	889.62	-	-
14.7	141186.31	1067.69	-	-
15.75	156346.57	1266.79	-	-
16.8	170848.52	1476.57	-	-
17.85	142417.89	1307.79	-	-
18.9	86651.58	842.51	-	-
19.95	31133.08	319.52	93343.71	957.99
21	-	-	102085.32	1102.85
22.05	-	-	111140.07	1260.71
23.1	-	-	120494.99	1431.91
24.15	-	-	130136.74	1616.78
25.2	-	-	140051.66	1815.61
26.25	-	-	150225.71	2028.66
27.3	-	-	160644.54	2256.13
28.35	-	-	171293.47	2498.21
29.4	-	-	182157.49	2755.05
30.45	-	-	193221.32	3026.75
31.5	-	-	204469.43	3313.4
32.55	-	-	215886.06	3615.02
33.6	-	-	227455.31	3931.61
34.65	-	-	239161.15	4263.13
35.7	-	-	250987.51	4609.51
36.75	-	-	262918.39	4970.65
37.8	-	-	274937.9	5346.4
38.85	-	-	287030.41	5736.59
39.9	-	-	299180.63	6141.03
40.95	-	-	311330.85	6545.47
42	-	-	323481.07	6949.91

Se considera que una vez el buque empieza a planear sacará los cascos laterales del agua, desapareciendo la resistencia inducida por éstos como también los efectos de interferencia.

Una vez se conoce la potencia de remolque demandada total para cada velocidad se calcula la potencia del motor propulsor con la expresión número [2], donde:

$\eta_D$  Se ha tomado el valor de 0.9 (obtenido de las especificaciones de waterjets de nueva generación).

$\eta_m$  Su valor oscila entre 0.94 y 0.96. Se tomará un valor intermedio de 0.95.

Los valores de la potencia necesaria para cada velocidad están reflejados en la Tabla 2. El valor que interesa es el de la potencia total para la velocidad de cuarenta nudos que es la velocidad de servicio punta del trimarán:

$$P = \frac{6389.85}{0.9 \cdot 0.95} = 7473.5 \quad (\text{HP})$$

### Maquinaria propulsora

Para la elección de los motores deben considerarse los siguientes factores:

- Empacho y desmontaje: Aspectos de gran importancia en este tipo de buques.
- Peso: Debe reducirse en la medida de lo posible.
- Armador: No hay ningún tipo de restricción.
- Precio: Tratado el gran desembolso que supone la planta propulsora hay que analizar con detalle el costo inicial de los motores, teniendo en cuenta además los costes de explotación (consumo y mantenimiento principalmente).
- Combustible y consumo: Se favorecerá el combustible adecuado para el caso de que se trate y se tendrá en cuenta el consumo a la hora de elegir el motor.
- Mantenimiento: Éste es uno de los puntos importantes dentro de los costes de explotación del motor, debiéndose tener en cuenta el número de cilindros y el programa de mantenimiento del motor.

Para la elección de los motores principales no pueden tenerse en cuenta todos estos factores a la vez, por lo que habrá que llegar a una solución de compromiso. Por ello se instalarán tres motores Diesel. Los motores propulsores del buque trimarán serán motores Diesel de cuatro tiempos, que proporcionarán una potencia de BHP al 90% de la MCR de 6264 KW, siendo su potencia total al 100% de 6960 KW.

**Tabla 3. Características de los cascos laterales para los métodos de Holtrop y Savitsky**

Buque multicasco. – CASCO CENTRAL			
CARACTERÍSTICAS		HOLTROP	SAVITSKY
Eslora en la flotación (m)	21,7	21,7	21,7
Manga (m)	1,1	1,1	1,1
Calado (m)	1,975	1,975	-
Desplazamiento (m <sup>3</sup> )	53	53	53
Superficie mojada (m <sup>2</sup> )	157	157	-
Coefficiente prismático	0,564	0,564	-
Coefficiente de la flotación	0,708	0,708	-
LCG (m) desde cuaderna maestra	15	15	15
Área del espejo (m <sup>2</sup> )	2,6	2,6	-
Área de sección máxima (m <sup>2</sup> )	3,19	-	-
Área transversal del bulbo (m <sup>2</sup> )	0	0	-
Altura del bulbo sobre la quilla (m)	0	0	-
Calado en pique de proa (m)	1,975	1,975	-
Astilla muerta en cincuenta por ciento Lwl (°)	10	-	10

Se llega a la conclusión de la necesidad de una potencia de: 2320 kW a 2000 rpm.

Como resultante, la maquinaria del buque trimarán estará formada por tres motores Diesel de cuatro tiempos.

Para la determinación del *waterjet* se usan diagramas donde se determinará a partir de la curva de *resistencia* del barco y con la potencia disponible del motor; distinguiendo el que se adapte a dicho rango.

Este sistema tiene un gran rendimiento para altas velocidades, mientras que es muy poco eficiente para bajas velocidades.

### Motor (alternativo Diesel/ turbina de gas)

La elección de la planta propulsora debe verificar factores como la redundancia, fiabilidad, seguridad, etc. En buques de cruceros, la seguridad del pasaje, de la dotación y del propio buque exigen un metódico estudio de las posibles diferentes configuraciones motrices. Factores secundarios en los buques mercantes son los niveles de ruido aéreo, ruido estructural, gases de escape, etc. ya que el confort de pasaje y las dotaciones son factores

cada día más importantes para la operación de estos buques.

Las turbinas de gas despliegan mucha potencia en un espacio muy reducido y con un peso mínimo en comparación con el motor Diesel tradicional. Sin embargo, puede darse el caso de que en ciertos tipos de buques se necesite un peso muy elevado en la parte baja del mismo para bajar el CGM y aportar estabilidad, evitando lastres (tanques de agua dulce o combustible).

Por otra parte, las turbinas de gas necesitan unos colectores de aire de admisión y de gases de escape del orden de un 18% mayor que los correspondientes a motores Diesel de potencia equivalente, así como los sistemas de arranque ocupan gran volumen.

Por otra parte los costes de mantenimiento son más superiores en una turbina de gas que en un motor Diesel. Si además se tiene en cuenta que los consumos de combustible de la turbina de gas, a cualquier régimen de carga, son superiores a los de un motor Diesel<sup>2</sup>, y que los tiempos para la toma de plena carga son bastante superiores en una turbina de gas

frente a cualquier máquina Diesel (treinta minutos frente a cinco minutos, para arranque y toma de carga después de un *blackout*) y que el carburante usado por las turbinas de gas es más caro que el correspondiente a los motores Diesel, resulta muy superior frente el argumento principal a favor de la turbina de gas.

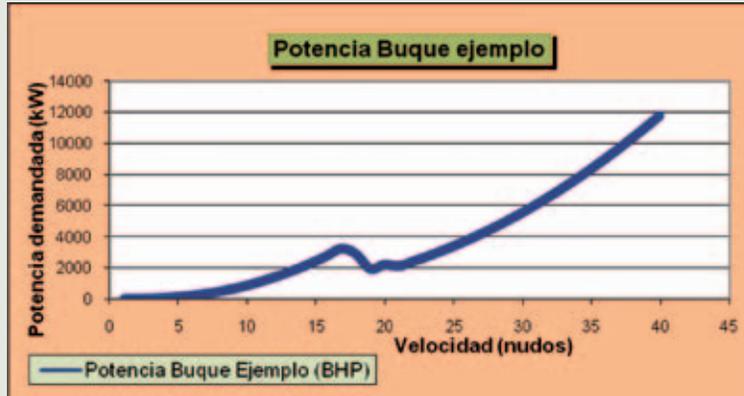
La turbina de gas tiene menos nivel de ruido aéreo y estructural debido a que todas las turbinas de gas están modularizadas; este encapsulado acústico implica un nivel de ruido aéreo a bordo de 85 dB(A) frente a los 102-108 dB(A). Ambas órdenes de magnitud no son comparables porque si el motor Diesel se encapsula, el valor del ruido aéreo proporcionado será similar en ambos casos.

Los ruidos estructurales, más acusados en los motores Diesel por su carácter alternativo en lugar de rotativo (turbinas de gas), pueden equiparse con el uso de elementos elásticos de anclaje, así como el de elementos activos.

Otro factor notable es el consumo de aceite lubricante. En los motores Diesel este consumo es del 1% del consumo de combustible, siendo los

<sup>(2)</sup> El alto consumo específico de combustible (bajo rendimiento térmico) es debido a la alta pérdida de calor al ambiente por la alta temperatura de los gases de escape por la chimenea (495° C a 560° C) y que gran parte de la potencia generada por la turbina es demandada por el compresor axial (75% de la potencia total de la turbina).

Figura 4. Curva Velocidad versus Potencia del buque ejemplo



aceites minerales de bajo precio; por el contrario, las turbinas de gas tienen un mayor consumo de aceites lubricantes sintéticos de alto precio (mayor régimen de giro).

En cuanto a emisiones las turbinas de gas con inyección de agua tienen unos valores nominales del orden de 2-3 g/kWh de NO<sub>x</sub>; estos datos son muy similares a los presentados en motores Diesel con el mismo sistema. Cabe destacar que el motor Diesel se ve penalizado por el uso de sistemas SCR (*Catalizadores Selectivos de Reducción*) para reducir las emisiones a niveles equivalentes a las turbinas, así como la emisión de productos derivados del azufre, ausentes en las turbinas debido a que éstas usan combustibles con un grado de pureza superiores a los motores Diesel.

## Conclusiones

En la elección del tipo de buque se ha elegido un buque multicasco, siendo lo más novedoso que se puede encontrar en la industria naval.

Esta exposición conlleva la aplicación y desarrollo de más de un método al mismo buque multicasco para determinar con una mayor exactitud

(se está evaluando la potencia necesaria para la adquisición de un motor propulsor) el valor de la potencia de remolque. Como resultado del tratamiento de la predicción de potencia efectiva, se han decidido aplicar los procedimientos estadísticos *Holtrop* y *Savitsky* al casco central por un lado y a los cascos laterales por otro, condicionados por los dos rangos de velocidades anteriormente descritos.

Estos dos métodos pueden considerarse como los más complejos de cuantos existen, debido a que en estos procedimientos la correlación entre las predicciones y la realidad han sido establecidas analizando más de un centenar de pruebas de velocidad a bordo de unos sesenta buques de nueva construcción.

Mediante un peliagudo proceso de iteración y optimización de formas se logra que el buque planeé a los veinte nudos del casco principal, elevando los cascos laterales del agua y desapareciendo la resistencia inducida por estos así como los efectos de transferencia.

Con la aplicación de los métodos estadísticos de potencia propulsora se ha determinado un valor crítico de

potencia requerida. Posteriormente se ha elaborado una comparación formal donde se discute la elección del tipo de propulsor que se adecue a la potencia requerida por el *buque ejemplo*.

La designación de un motor Diesel como propulsor; en detrimento de la turbina de gas, viene determinada por un riguroso balance de ambos sistemas, donde se han tenido en cuenta las exigencias del *buque ejemplo*, destacando entre todas una importante a tener en cuenta debido a las duras restricciones que sufren los propulsores: la contaminación atmosférica que producen. Una turbina de gas produce menos contaminación debido al uso de combustibles más refinados que suponen más coste que un sistema SCR (*Catalizadores Selectivos de Reducción*), por tanto en este sentido no aporta una ventaja sustancial. ■

## Bibliografía

- [1] Ackers B.B., Micheal T.J., Tredennik O.W., Landen H.C., Miller E.R., Sodowsky y Hadler J.B. (1997). *An Investigation of the Resistance Characteristics of Powered Trimaran Side-Hull Configuration*. SNAME Transactions, Vol. 105.
- [2] Begovic E., Migali A. y Pensa C. (2000). *Experimental Study on the Resistance of Trimaran Hull Configuration*. NAV 2000. Venezia. Septiembre.
- [3] Helasharju H., Sundell T., Rintala S. y Karpinen T. (1995). *Resistance and Seakeeping Characteristics of Fast and Large Multihull Vessels*. FAST '95, Lübeck- Travemünde, Septiembre.
- [4] Migali A., Miranda M. y Pensa C. (2001). *Experimental Study on the efficiency of Trimaran Configuration for High-Speed very Large Ships*. FAST 2001, Southampton (Reino Unido).
- [5] Pattison D.R. y Zhang J.W. (1994). *Trimaran Ships*. RINA Spring Meetings Paper. Abril.
- [6] Pérez R. y Vela, Á. (2011). *Predicción de potencia de un trimaran. El uso del motor diesel y la contaminación. 50º Congreso de Ingeniería Naval e Industria Marítima*. Cádiz. Octubre.
- [7] Roger L. y Schaffer P.E. (1999). *The Economic Challenger of High Speed, Long-Range Sea Transportation*. FAST 99, Seattle, Septiembre.
- [8] Saunders H. (1957). *Hydrodynamics in Ship Design*. SNAME Nueva York (EEUU).
- [9] Wilson M.B., Hsu C.C. y Jenkins D.S. *Experiments and predictions of the resistance characteristics of a wave cancellation multihull ship concept*. 23rd American Towing Tank Conf.

